

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number : 05-149118
 (43) Date of publication of application : 15.06.1993

(51) Int.CI.
 F01L 13/08
 F01L 1/26
 F02D 15/00

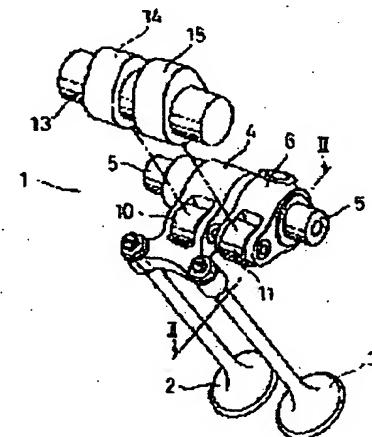
(21) Application number : 03-316312
 (22) Date of filing : 29.11.1991
 (71) Applicant : MITSUBISHI MOTORS CORP
 (72) Inventor : ISHIDA TETSURO

(54) METHOD OF CHANGING COMPRESSION RATIO OF ENGINE

(57) Abstract:

PURPOSE: To provide a compression ratio suitable for a drive state by shortening an effective compression process by way of opening air intake valves in the middle of compression process by means of delaying a valve opening time of the air intake valves of a high compression ratio engine.

CONSTITUTION: A movable valve system 1 is constituted of a high compression ratio rocker arm 4 and a low compression ratio rocker arm 6 to drive air intake valves 2, 3, a high compression ratio cam 14 and a low compression ratio cam 15 provided with a relay piston and a cam shaft 13 to connect and disconnect the high and the low compression ratio rocker arms 4, 6 and others. In case of changing from a high compression ratio to a low compression ratio, the relay piston is pushed out by hydraulic pressure, and the low compression ratio rocker arm 6 is integrally connected to the high compression ratio rocker arm 4. Thereby, opening of the air intake valves 2, 3 by the high compression ratio cam 14 is finished in compression process, but the air intake valves 2, 3 are still kept open by the low compression ratio cam 15. Consequently, compression pressure is drawn out and does not rise but falls.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 13.02.1995
 [Date of sending the examiner's decision of rejection] 06.05.1997
 [Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]
 [Date of final disposal for application]
 [Patent number]
 [Date of registration]
 [Number of appeal against examiner's decision of rejection]
 [Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]
 [Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平5-149118

(43) 公開日 平成5年(1993)6月15日

(51) Int.Cl.
F01L 13/08
1/26
F02D 15/00

識別記号 庁内整理番号
B 7114-3G
Z 6965-3G
E 7367-3G

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数1 (全8頁)

(21) 出願番号

特願平3-316312

(22) 出願日

平成3年(1991)11月29日

(71) 出願人 000006286

三菱自動車工業株式会社
東京都港区芝五丁目33番8号

(72) 発明者 石田 哲朗

東京都港区芝五丁目33番8号 三菱自動車
工業株式会社内

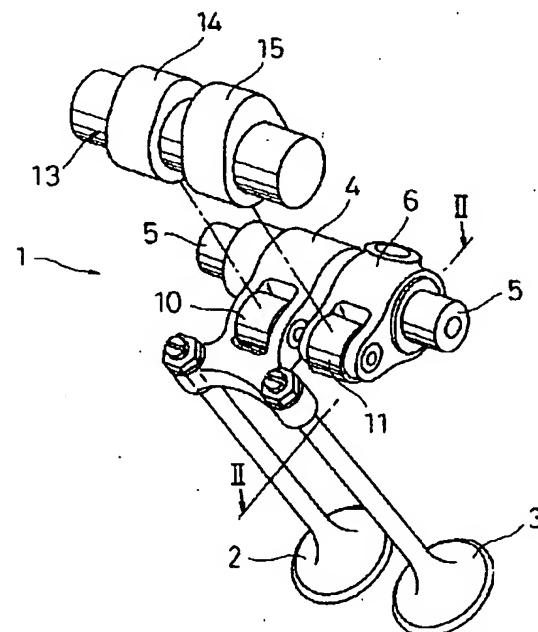
(74) 代理人 弁理士 長門 侃二

(54) 【発明の名称】エンジンの圧縮比を変化させる方法

(57) 【要約】

【目的】 エンジンの圧縮比を変える。

【構成】 高圧縮比エンジンをベースとし、高圧縮比から低圧縮比に変化させるときには吸気バルブ2、3の閉弁タイミングを遅くして圧縮行程の途中で閉弁させ、有効圧縮行程を短くして実圧縮比を低くする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 高圧縮比エンジンをベースとし、高圧縮比から低圧縮比に変化させるときには吸気バルブの閉弁タイミングを遅くして圧縮行程の途中で閉弁させ、有効圧縮行程を短くして圧縮比を低くすることを特徴とするエンジンの圧縮比を変化させる方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、エンジンの圧縮比を変化させる方法に関する。

【0002】

【従来の技術】 ガソリンを燃料とする内燃エンジンにおいて吸入空気量を多くした混合気の燃焼効率を良くし、高い出力を得るには、圧縮比を可能な限り高くすることであるが、圧縮比を高くするとノッキングが発生し易くなり、余り高くすることはできない。一方、代替燃料としてのメタノールは、ノックし難く高圧縮比にすることが可能である。また、ガソリンだけの場合でも、バーシャル領域の燃費を良くするために低回転、低負荷領域では高圧縮比とし、ノックが発生し易い高負荷領域では低圧縮比とすることが好ましい。

【0003】 そこで、従来からエンジンの運転状態に応じて或いは使用する燃料の種類に応じて圧縮比を変更することが可能な各種の構造の可変圧縮比エンジンが多数提案されている。エンジンの圧縮比を可変することは、前述したようにエンジンのバーシャル領域を高圧縮比化することによる燃費の低減、多種燃料（FFV）等における燃料オクタン化への対応、過給機関のバーシャル領域の性能向上等の点において有望であり、そのシステムの完成が期待されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、従来の可変圧縮比エンジンは、何れもその機構、構造が非常に複雑であり、高速回転に不向きな要素が多いばかりでなくコストが非常に高くなり、しかも、実用性、信頼性に欠ける等の問題があるために圧縮比を可変とするメリットが少なく、実用化されていないのが現状である。

【0005】 本発明は上述の点に鑑みてなされたもので、高圧縮比エンジンをベースとし、低圧縮比にする場合には吸気バルブの閉弁タイミングを遅らせて圧縮行程の途中で閉弁させて実圧縮比を低くするようにしたエンジンの圧縮比を変化させる方法を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するため本発明によれば、高圧縮比エンジンをベースとし、高圧縮比から低圧縮比に変化させるときには吸気バルブの閉弁タイミングを遅くして圧縮行程の途中で閉弁させ、有効圧縮行程を短くして圧縮比を低くするようにしたものである。

【0007】

【作用】 ベースのエンジンを高圧縮比とし、当該エンジンを高圧縮比として運転する場合にはそのままの状態で運転し、低圧縮比に変更する場合には、吸気バルブの閉弁タイミングを遅らせて圧縮行程の途中で閉弁させる。これによりエンジンの圧縮比が低下する。この圧縮比の変更は、エンジンの運転中に当該エンジンの運転状態に応じて変更させることが可能である。

【0008】

10 【実施例】 以下本発明の一実施例を添付図面に基づいて詳述する。図1及び図2は、本発明方法を実施するためのエンジンの吸気側の動弁機構を示し、動弁機構1は、吸気バルブ2、3を駆動するための高圧縮比用のロッカアーム（以下「高圧縮比ロッカアーム」という）4と、低圧縮比用のロッカアーム（以下「低圧縮比ロッカアーム」という）6と、高圧縮比ロッカアーム4と低圧縮比ロッカアーム6間に介在されてこれら両者を結合し、又は結合を解除する切替ピストン7、カムシャフト13に設けられた高圧縮比カム14と低圧縮比カム15等により構成されている。

【0009】 高圧縮比ロッカアーム4は、略T型をなし基端の両側にロッカシャフト5、5が一体に形成されており、軸芯にはオイル通路5aが貫設されている。これらのロッカシャフト5、5は、ロッカシャフトジャーナル12、12に回転可能に軸支されており、オイル通路5aは、ジャーナル12、12に設けられたオイル通路12a、12aに連通されて図示しない油圧制御回路から切替ピストン7に油圧Pが供給されるようになっている。

30 【0010】 また、低圧縮比ロッカアーム6は、基端の軸孔6aが高圧縮比ロッカアーム4の一側のロッカシャフト5に回動可能に外嵌されており、当該高圧縮比ロッカアーム4に対して搖動可能に支持されている。そして、これらの高圧縮比ロッカアーム4の略中央、低圧縮比ロッカアーム6の先端には、カムシャフト13の高圧縮比カム14、低圧縮比カム15に当接して転動可能なローラベアリング10、11が設けられている。

【0011】 高圧縮比ロッカアーム4の一側のロッカシャフト5の低圧縮比ロッカアーム6が嵌合する嵌合部には直径方向にピストン孔5b、5cが同心的に穿設されており、一方のピストン孔5bは、切替ピストン7が摺動可能な孔径とされ、他方のピストン孔5cは、ピストン孔5bよりも僅かに大径とされている。そして、これらのピストン孔5bと5cとは、中央のオイル通路5aの箇所で図示のように段差をなして連設されている。

【0012】 切替ピストン7は、その長さがロッカシャフト5の直径よりも僅かに短く設定されており、基端7bには、フランジ7cが設けられている。この切替ピストン7は、ロッカシャフト5のピストン孔5b、5cに嵌挿されており、ピストン孔5cにはピストン孔5bと

50

の段差面とフランジ7cとの間にスプリング8が締め付けられている。そして、切替ピストン7は、スプリング8のばね力によりロッカアーム5のピストン孔5b、5c内に引き込まれている。

【0013】一方、低圧縮比ロッカアーム6の基端にはロッカシャフト5のピストン孔5bと対向する所定箇所に半径方向にピストン孔6bが穿設されている。このピストン孔6bは、切替ピストン7の先端7aが嵌合可能な大きさとされている。この切替ピストン7は、ロッカシャフト5のオイル通路5aに油圧Pが供給されるとスプリング8のばね力に抗してピストン孔5bから押し出され、その先端7aが低圧縮ロッカアーム6のピストン孔6bに嵌合して、当該低圧縮ロッカアーム6を高圧縮比ロッカアーム4に結合する。

【0014】高圧縮比カム14及び低圧縮比カム15は、図3に示すように形成されており、低圧縮比カム15は、高圧縮比カム14よりも閉弁タイミングを遅くして圧縮行程側に所定期間ずれた形状に形成されている。即ち、当該エンジンは、高圧縮比が基本（ベース）であり、低圧縮比カム15は、圧縮行程の途中まで吸気バルブ2、3を開弁させておき、シリンダ内の圧縮圧をこれらの吸気バルブ2、3から抜くようになっている。これにより当該エンジンは、有効圧縮行程が短くなり、高圧縮比から低圧縮比に変更し得る。

【0015】ところで、燃料として一般にガソリンを使用する場合にはノックし易いために圧縮比を余り高くすることが出来ないが、ガソリンにエタノール等を混合したり、或いは代替燃料としてのメタノール等の燃料は、オクタン価が高くノックし難く従って、これらの燃料を使用する場合には圧縮比を高くすることができる。そこで、図4に示すように燃料がガソリン又はガソリンの割合が多い燃料を使用する場合には低圧縮比に、メタノールの割合が多い場合には高圧縮比にする。即ち、多種燃料（FFV）等における燃料オクタン価の変化に対応可能とする。

【0016】また、図5に示すようにエンジンが高負荷の運転領域(>L_a)にあるときには低圧縮比とし、低速回転(<N_a)且つ低負荷(<L_a)の運転領域にあるときには高圧縮比とすることによりバーシャル領域におけるエンジン性能の向上を図ることが可能となる。従って、使用する燃料の種類、エンジン回転数、エンジン負荷等を夫々検出して電子制御装置（何れも図示せず）により図1の高圧縮比ロッカアーム4のオイル通路5aに供給する油圧Pを制御して切替ピストン7により高圧縮比ロッカアーム4のみにより吸気バルブ2、3を駆動し、又は低圧縮比ロッカアーム6により高圧縮比ロッカアーム4を介して吸気バルブ2、3を駆動させて、当該エンジンの圧縮比を、高圧縮比又は低圧縮比に切り替える。これによりエンジンの運転中に高圧縮比又は低圧縮比に切り替えることが可能となる。

【0017】以下に作用を説明する。先ず、ベースとなる高圧縮比の場合について説明する。高圧縮比時には図6に示すように動弁機構1は、高圧縮比ロッカアーム4のロッカシャフト5のオイル通路5aには油圧が供給されず、従って、切替ピストン7は、スプリング8のばね力により当該ロッカシャフト5のピストン孔5b、5c内に引き込まれて低圧縮比ロッカアーム6との結合が解除されている。

【0018】この状態でカムシャフト13（図1）が回転すると、高圧縮比カム14が高圧縮比ロッカアーム4を駆動し、吸気バルブ2、3が閉鎖制御される。一方、低圧縮比ロッカアーム6は、低圧縮比カム15が回転しても当該低圧縮比カム15により高圧縮比ロッカアーム4のロッカシャフト5に対して駆動されるだけであり、吸気バルブ2、3の駆動には何ら関与しない。従って、吸気バルブ2、3は、高圧縮比ロッカアーム4のみにより駆動されることになる。

【0019】圧縮行程において図8(a)～(c)に示すように吸気バルブ2及び排気バルブ22（夫々一個図示）は閉弁されており、ピストン20が下死点(BD C)から上昇するに伴いシリンダ21内の混合気が徐々に圧縮され、上死点(TDC)において圧縮容積が最小となる。そして、この高圧縮比時におけるシリンダ21の圧縮容積は、図8(d)の斜線で示すように最大となる。図10及び図11は、当該エンジンの吸気行程～排気行程におけるバルブタイミング及びバルブリフトカーブを示す。

【0020】さて、エンジンの圧縮比を、上述の高圧縮比から低圧縮比に変更する場合には、前記電子制御装置30が油圧制御回路（図示せず）を作動させて高圧縮比ロッカアーム4のオイル通路5aに油圧Pを供給する。オイル通路5aに油圧Pが供給されると、図7に示すように切替ピストン7がスプリング8のばね力に抗して押し出され、その先端7aが低圧縮比ロッカアーム6のピストン孔6bに嵌合する。これにより当該低圧縮比ロッカアーム6が高圧縮比ロッカアーム4に一体的に結合される。

【0021】圧縮行程において、図9(a)に示すようにピストン20が下死点(BDC)位置にあるときには吸気バルブ2は、高圧縮比カム14によりまだ開弁された状態にあり、一方、排気バルブ22は、既に閉弁されている。ピストン20の上昇に伴い高圧縮比カム14による吸気バルブ2、3の開弁は終了してシリンダ21の圧縮が開始されるが、低圧縮比カム15が未だ吸気バルブ2、3を引き続いて開弁させている。この結果、図9(b)に示すように吸気バルブ2、3からシリンダ21内の圧縮圧が矢印のように抜け、当該シリンダ21の圧縮圧は、上昇し得ない。

【0022】低圧縮比カム15の回転に伴い吸気バルブ2、3が圧縮行程の途中で閉弁されると圧縮が開始さ

れ、図9(c)に示すようにピストン20が上死点(TDC)に達したときに圧縮容積が最小となる。そして、このときの当該シリンダ21の圧縮容積は、図9(d)に斜線で示すようになり、前記図8(d)に示す高圧縮比時に比して有効圧縮行程が短くなり、その容積が小さくなる。この結果、シリンダ21の実圧縮比が低くなる。

【0023】吸気バルブ2、3は、低圧縮比時には図10に示すように高圧縮比時の閉弁時期IC～低圧縮比時の閉弁時期IC'までの所定の期間開弁されており、当該所定期間の間にシリンダ内の圧縮圧が排出される。また、図1-1に当該低圧縮比における吸気バルブ2、3の開弁期間を点線で示す。この低圧縮比における当該エンジンのシリンダ内圧カーリングダ容積(P-V)特性は、図1-2の実線で示すようになる。尚、図2中点鎖線で示す部分は、通常の高圧縮時における特性を示す。

【0024】尚、図10中、符号10は、吸気バルブの開弁時期を、ICは、吸気バルブ2、3の高圧縮比時の閉弁時期を、IC'は、これらの吸気バルブ2、3の低圧縮比時の閉弁時期を、EOは、排気バルブの開弁時期を、ECは、当該排気バルブの閉弁時期を示している。

【0025】

【発明の効果】以上説明したように本発明によれば、吸気バルブの閉弁時期を遅らせ圧縮行程の途中で閉弁させ、有効圧縮行程を短くして圧縮比を低くするようにしたので、エンジンの運転中に当該エンジンの運転状態に応じて圧縮比を高圧縮比又は低圧縮比に簡単に変更することが可能である。また、エンジンの圧縮比の切替の構造が簡単となり、これに伴い重量の増大化が抑えられ、しかも、燃焼室の形状を変化させることがないために、燃焼が高圧縮比、低圧縮比の何れの場合においても良好に確保され、且つ高速回転にも対応することが可能である等の優れた効果がある。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係るエンジンの圧縮比を変化させる方法を実施するための動弁機構の一実施例を示す斜視図で

ある。

【図2】図1の矢線11-11に沿う断面図である。

【図3】図1の高圧縮比カム及び低圧縮比カムの形状を示す図である。

【図4】使用する燃料と圧縮比との関係を示すグラフである。

【図5】エンジンの回転数及び負荷に対する圧縮比の関係を示すグラフである。

【図6】図2の動弁機構の高圧縮比時における状態を示す図である。

【図7】図2の動弁機構の低圧縮比時における状態を示す図である。

【図8】高圧縮比時におけるシリンダの圧縮行程を示す説明図である。

【図9】低圧縮比時におけるシリンダの圧縮行程を示す説明図である。

【図10】本発明方法におけるバルブタイミングの一実施例を示す説明図である。

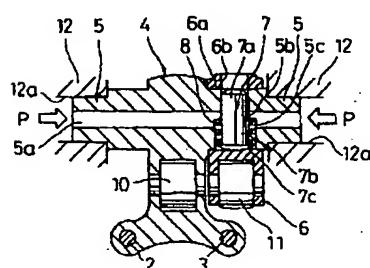
【図11】本発明方法におけるバルブリフトカーブの一実施例を示す特性図である。

【図12】本発明方法におけるエンジンのP-V特性の一実施例を示すグラフである。

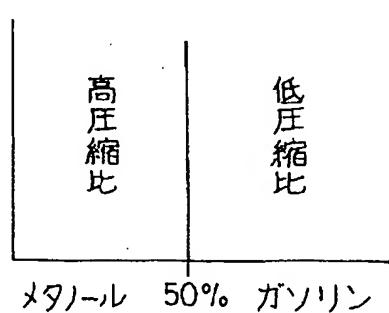
【符号の説明】

1	動弁機構
2、3	吸気バルブ
4	高圧縮比ロッカーム
5	ロッカシャフト
6	低圧縮比ロッカーム
7	切替ピストン
8	スプリング
13	カムシャフト
14	高圧縮比カム
15	低圧縮比カム
20	ピストン
21	シリンダ
22	排気バルブ

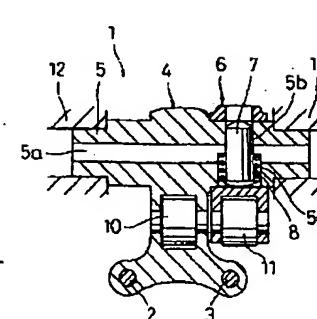
【図2】



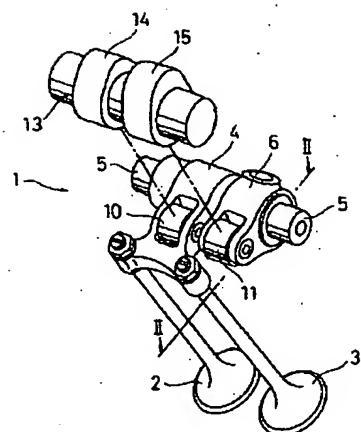
【図4】



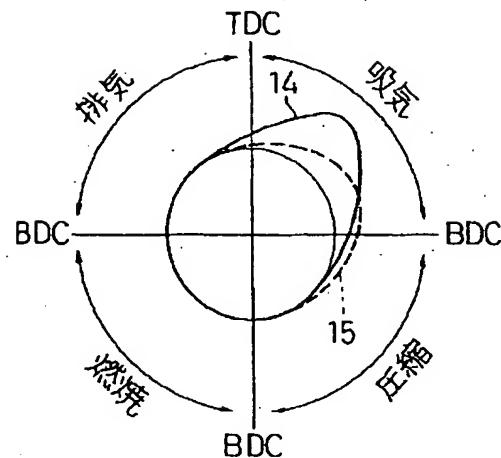
【図6】



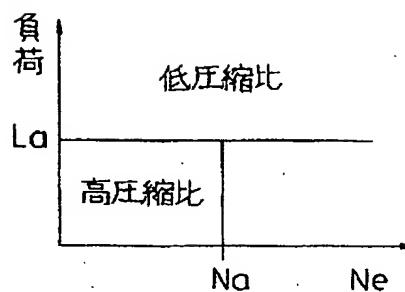
【図1】



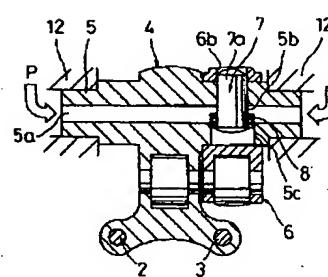
【図3】



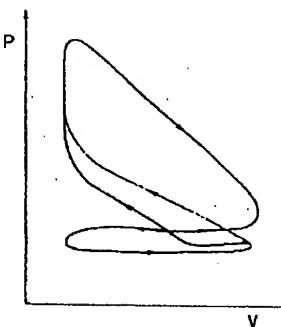
【図5】



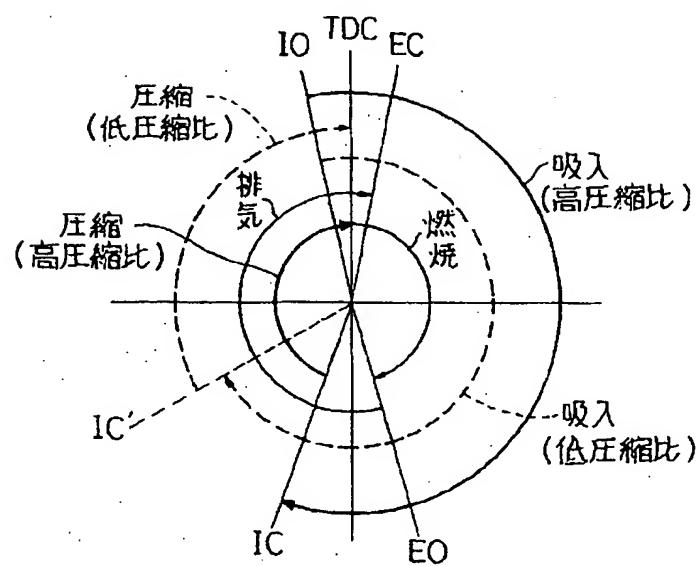
【図7】



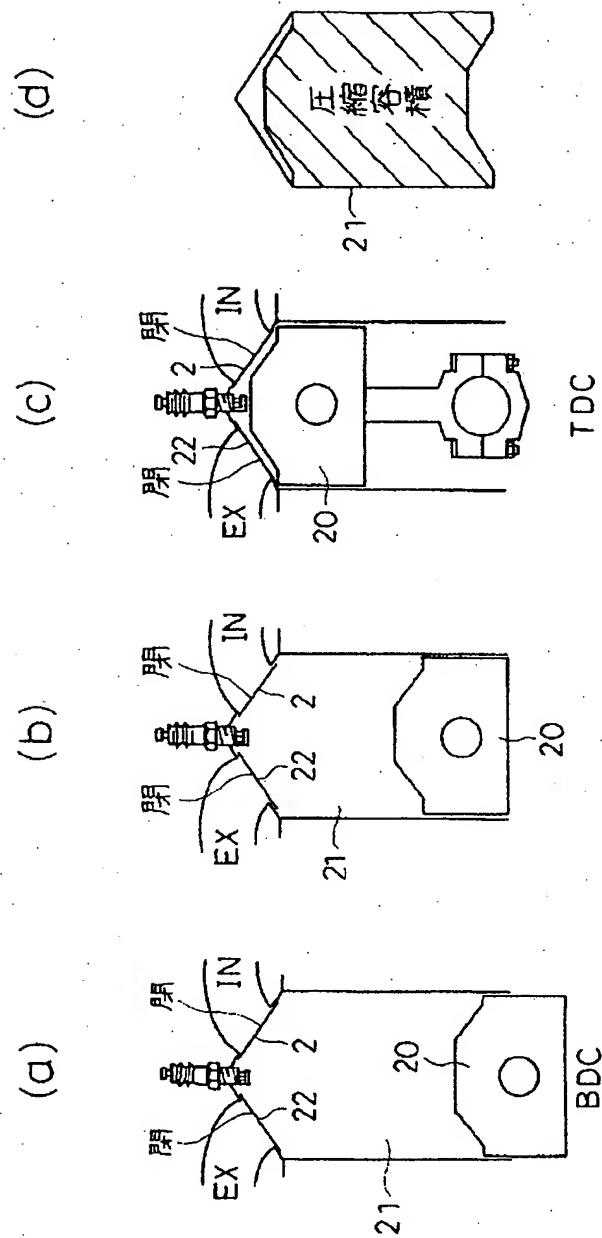
【図12】



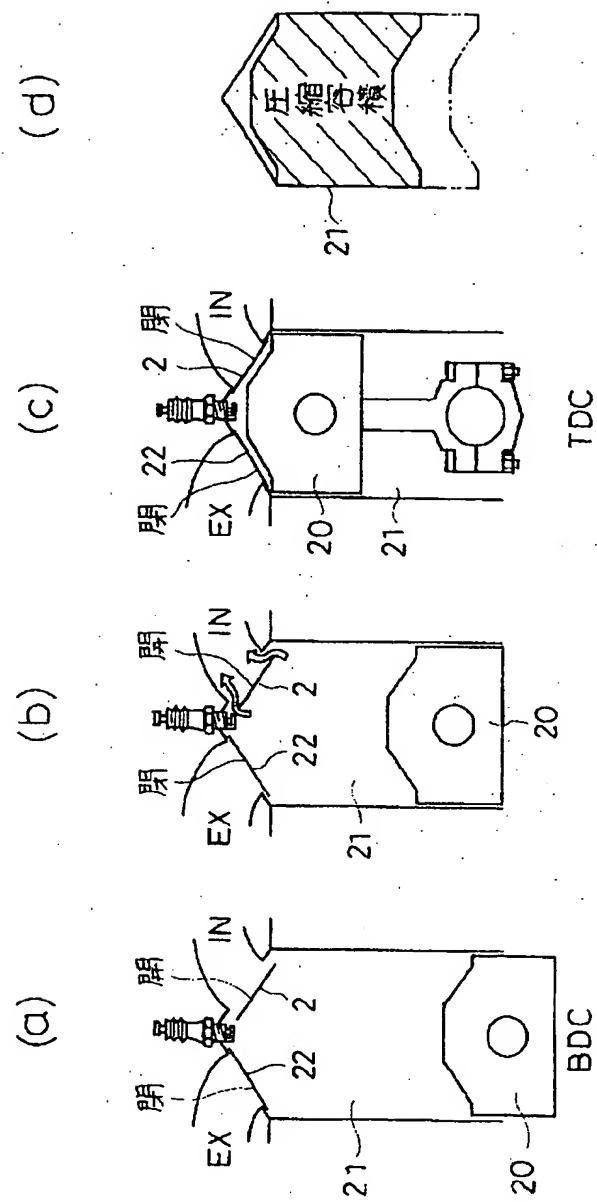
【図10】



【図8】



〔図9〕



【図11】

